

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Stavební míchačka s pneumatickým pohonem

Concrete Mixer With Pneumatic Drive Unit

Student:

Václav Kaňok

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Jíří Fries, Ph.D.

Ostrava 2010

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Zadání bakalářské práce

Student: **Václav Kaňok**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje  
Téma: **Stavební míchačka s pneumatickým pohonem**  
**Concrete Mixer With Pneumatic Drive Unit**

### Zásady pro vypracování:

V rámci bakalářské práce vypracujte stručnou rešerši dané problematiky. Navrhněte změnu pohonu z elektrického na pneumatický pro typovou míchačku, který bude splňovat podmínky nevýbušnosti pro použití v plynujících dolech.

Zpracujte výkresovou dokumentaci navrhovaných částí zařízení a návrh podložte příslušnými výpočty. Bližší specifikaci provozních podmínek a parametrů určí zadavatel – fa. Koexpro.

### Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.  
JEŘÁBEK, K. – HELEBRANT, F. – JURMAN, J. – VOŠTOVÁ, V. *Stroje pro zemní práce, Silniční stroje*. Opava: Grafis spol. s r.o., 1996. 468 s.

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

### Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21.5.2012

Václav Janáček

podpis studenta



Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21.5.2012

Václav Kaňok

podpis

Václav Kaňok

Nám. Jana Nerudy 611

Ostrava-Poruba

708 00

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

KAŇOK, V. *Stavební míchačka s pneumatickým pohonem: Bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 44 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Jíří Fries, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem pneumatického pohonu k běžně prodávané stavební míchačce. V úvodu je provedeno seznámení s různými druhy stavebních míchaček, jejich rozdělením, výhodami a nevýhodami. Dále je zpracován přehled některých na trhu dostupných míchaček a je proveden výběr jedné z nich. V další části je řešen výběr vhodného pneumatického pohonu a způsob přenosu kroutícího momentu na buben. V poslední části práce je proveden návrh a výpočet řemenového převodu. Výkresy sestavy i všech navržených částí jsou doloženy v příloze bakalářské práce.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

KAŇOK, V. *Concrete mixer with pneumatic drive unit: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2012, 44 p. Thesis head: doc. Ing. Jíří Fries, Ph.D.

This bachelor thesis describes the design of a pneumatic drive unit a commercially available mixer. In the introduction is made familiarization with different types of mixers construction, division, advantages and disadvantages. It is also prepared an overview of some mixers available on the market and made a choice of one of them. The next section dealt with the selection of suitable pneumatic drive unit and method of transmitting torque to the drum. In the last part of the thesis is made proposal and calculation of belt drive. Drawings of all proposed sections are included in annex of the thesis.

# Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	7
1 Úvod .....	10
1.1 Cíl práce .....	10
2. Současný stav .....	11
2.1. Rozdělení míchaček podle konstrukce .....	12
2.2 Míchačky dostupné na našem trhu .....	13
2.3. Představení míchačky .....	18
2.4 Pneumatické systémy .....	20
2.4.1 Porovnání pohonů .....	20
2.4.2 Pneumatické lamelové motory .....	21
2.4.3. Volba lamelového motoru .....	23
3 Návrh převodu .....	26
3.1. Úkol .....	26
3.2. Návrh a výpočet řemenového převodu .....	28
3.3. Stanovení minimálního výpočtového průměru řemenic .....	29
3.4. Návrh výpočtových průměrů řemenic D1 a D2 .....	29
3.5. Návrh osové vzdálenosti a délky řemene .....	31
3.6. Určení délky řemene .....	33
3.7. Skutečná osová vzdálenost .....	35
3.8. Stanovení potřebného počtu řemenů .....	35
3.9. Specifikace navrženého řemene .....	36
3.10. Výpočet a význam předpětí řemene .....	36
3.11. Návrh malé klínové řemenice .....	39
4. Závěr .....	42
5. Použité zdroje .....	43
6. Seznam příloh .....	44

## Seznam použitých značek a symbolů

$A$	Osová vzdálenost řemenového převodu	[mm]
$A_{\max}$	Osová vzdálenost řemenového převodu maximální	[mm]
$A_{\min}$	Osová vzdálenost řemenového převodu minimální	[mm]
$A_{\text{sk}}$	Osová vzdálenost řemenového převodu skutečná	[mm]
$b$	Šířka pera	[mm]
$C_k$	Koeficient počtu řemenů	[-]
$C_L$	Koeficient vlivu délky opásání	[-]
$C_p$	Koeficient dynamičnosti provozu	[-]
$C_\alpha$	Koeficient vlivu úhlu opásání	[-]
$d_1$	Průměr malé řemenice	[mm]
$D_{1\max}$	Průměr malé řemenice minimální	[mm]
$d_2$	Průměr velké řemenice	[mm]
$F$	Obvodová síla	[N]
$f$	Součinitel vláknového tření	[-]
$f_0$	Součinitel suchého smykového tření	[-]
$f_k$	Součinitel tření	[-]
$i$	Převodový poměr řemenice	[-]
$i_{\text{sk}}$	Převodový poměr skutečný	[-]
$K$	Počet řemenů	[-]
$l$	Délka pera	[mm]
$L_p$	Délka řemenu skutečná	[mm]
$L_p'$	Délka řemenu teoretická	[mm]

$M$	Kroutící moment	[Nm]
$Mk_b$	Kroutící moment na bubnu	[-]
$Mk_{bmin}$	Kroutící moment na bubnu minimální	[Nm]
$Mk_m$	Kroutící moment elektromotoru	[Nm]
$Mk_{pm}$	Kroutící moment pneumatického motoru	[Nm]
$n$	Otáčky	[min <sup>-1</sup> ]
$N_0$	Výkon přenášený jedním řemenem	[-]
$n_1$	Otáčky malé řemenice	[min <sup>-1</sup> ]
$n_b$	Otáčky bubnu	[min <sup>-1</sup> ]
$n_m$	Otáčky motoru	[min <sup>-1</sup> ]
$N_p$	Koeficient provozních podmínek	[-]
$P$	Výkon	[kW]
$p_2$	Tlak dovolený	[Mpa]
$s$	Pružný skluz	[-]
$U_1$	Převodový poměr mnou navrhované řemenice	[-]
$U_2$	Převodový poměr mezi pastorkem a bubnem	[-]
$U_c$	Převodový poměr celkový	[-]
$U_f$	Převodový poměr původní řemenice	[-]
$v_1$	Obvodová rychlost malé řemenice	[m·s <sup>-1</sup> ]
$v_{1max}$	Maximální rychlost řemenu	[m·s <sup>-1</sup> ]
$z_b$	Počet zubů bubnu	[-]
$z_p$	Počet zubů pastorku	[-]
$\alpha$	Úhel opásání malé řemenice	[°]
$\alpha_d$	Úhel drážky	[°]
$\eta_c$	Účinnost celková	[-]



$\eta_l$	Účinnost ložisek	[-]
$\eta_{ok}$	Účinnost ozubeného převodu	[-]
$\eta_f$	Účinnost řemenového převodu	[-]
$\tau_d$	Napětí na peru dovolené	[Mpa]
$\omega$	Úhlová rychlost	[rad·s <sup>-1</sup> ]
$\delta$	Doplňkový úhel	[°]

# 1 Úvod

Pro stavební práce v dolech s nebezpečím výbuchu se nevyrábí žádná míchačka, jejíž pohon by vyhovoval podmínkám pro toto použití. Elektromotory, jimiž bývají běžné stavební míchačky osazeny jsou nevhodné. Proto je potřeba navrhnout změnu pohonu z elektrického, který je součástí míchačky, na pneumatický pro typovou míchačku, který bude splňovat podmínky nevýbušnosti pro použití v plynujících dolech. Dále navrhnout vhodný převod abychom docílili požadovaných otáček nádoby.

## 1.1 Cíl práce

Cílem této práce bude provést rešerši dané problematiky, vybrat vhodnou stavební míchačku dostupnou na našem trhu. U této míchačky nahradit stávající pohon pneumatickým pohonem. Ten ovšem bude potřeba zvolit, vybrat a spočítat jeho parametry. Dále pro něj navrhnout, spočítat a zkontrolovat vhodný převod. A vše podložit výpočty a zpracovat výkresovou dokumentaci.

## **2. Současný stav**

Stavební míchačka je obecné označení specializovaného stavebního stroje, konstruovaného za účelem mísení betonových směsí, malt nebo jiných materiálů. Homogenně míchá směs cementu, kameniva jako je štěrk nebo písek a vodu. Vznikne beton.

### **Míchání betonu**

Beton je potřeba důkladně promíchat z mnoha důvodů. Pro dobrou pevnost výsledného produktu je důležité aby všechna zrna kameniva byla zcela obalena. Pokud směs není dobře promíchána není ani průběh hydratace pravidelný.

### **Napájení a výkon**

Dříve byly nejběžnější míchačky s napájením 380V. Tyto zařízení jsou stále k dostání a uplatňují se, hlavně pokud budeme stroj velmi často a intenzivně využívat, například profesionálně ve stavebních firmách.. Naopak pro méně časté použití lze využít míchačky s napájením 240V. Co se týče výkonu jsou nejčastější motory o výkonu 700W.

### **Objem bubnu**

Dalším důležitým parametrem je objem bubnu.. Nejnižší objemy jsou 100 - 160 litrů a hodí se hlavně pro neprofesionální použití. Míchačky jsou nejmenší z nejmenšími motory a tudíž i nejlevnější a objem je pro hobby použití dostatečný. Poloprofesionální míchačky mají obvykle buben o objemu 160 - 190 litrů. Pro profesionální použití jsou k dostání bubny až do 350 litrů. U samotného bubnu hraje velkou roli nejen jeho objem ale i tvar a uspořádání lopatek. To zajistí aby nevznikaly mrtvé zóny, tj. místa kde beton nebude plně homogenní.

### **Kvalita důležitých částí**

Při výběru se musíme zaměřit na kvalitu těchto částí. Jelikož na stavbách je s míchačkou často zacházeno dost tvrdě je potřeba aby měla kvalitní a bytelná kola. Dále rozvodná skříň musí odolávat nepříznivému venkovnímu počasí, jako je déšť vítr ale i přímé slunce.

## 2.1. Rozdělení míchaček podle konstrukce

### Spádové míchačky

Jsou převážně v provedení bubnovém ale mohou být i kontinuální. Liší se hlavně způsobem vyprazdňování. To se provádí překlápěním, zpětným chodem nebo rozevřením bubnu. Míchání se provádí otáčením bubnu ve kterém jsou umístěny lopatky které materiál unášejí do určité výšky a ten pak padá zpátky



Obr. 1- Spádová míchačka [7]

### Míchačky s nuceným mícháním

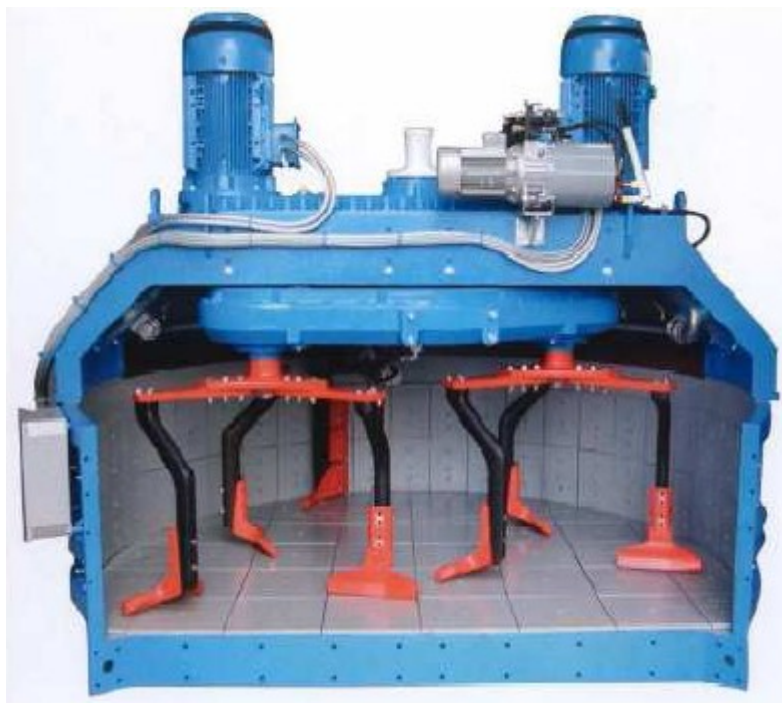
Tyto míchačky betonovou směs promíchávají vřetenem nebo různě nastavenými lopatkami. Můžeme je dále rozdělit na vertikální a horizontální. Vertikální jsou většinou talířové s pevným nebo otočným bubnem. Horizontální mají neotáčivý sklopný či nesklopný žlab.

## Míchačky kontinuální

Míchačky s kontinuálním mícháním mají buben ve tvaru válce a šikmo umístěné lopatky. Kontinuální v tomto případě průběžná, z jedné strany nepřetržitě přidáváme písek, vápno, cement, vodu a z druhé strany vypadává již hotový beton.

## Planetové míchačky

Mají neotočný buben válcovitého tvaru. V bubnu se otáčí křížový rám na kterém jsou samostatné lopatky. Ty konají také vlastní pohyb, čímž dochází k dokonalému promíchání směsi. Vyprazdňování bubnu se provádí otvorem umístěným ve dně bubnu za pomoci stíracích lopatek umístěných rovněž na křížovém rámu.



Obr. 2- Řez planetovou míchačkou [8]

## 2.2 Míchačky dostupné na našem trhu

Stavební míchačky na beton jsou na českém trhu v drtivě většině spádové. Ovšem jsou k sehnání i planetové či talířové. Převaha spádových míchaček je dána zvláště jejich vlastnostmi jako jsou snadná údržba a obsluha, malé rozměry a nízká cena. Tyto vlastností přesvědčily i mne k volbě spádové míchačky. Rozhodoval jsem mezi níže uvedenými modely.

## Stavební míchačka ATIKA Profi 145

Velmi oblíbená míchačka které se po světě prodalo již přes milion kusů. Má velmi dlouhou životnost, bezproblémový chod, také se lehce ovládá a dosahuje vynikajících míchacích výsledků. Tato míchačka se díky svým nízkým rozměrům snadno vejde i do automobilu typu kombi nebo pickup. Takže ji snadno převezeme kamkoliv. Na jedno namíchání s touto míchačkou vyrobíme směs o objemu zhruba dvou stavebních koleček.



Obr. 3- ATIKA Profi 145 [9]

Tabulka 1- Parametry ATIKA Profi 145

Technické parametry	
Objem bubnu	145 l
Napájení	230 / 50 V/Hz
Výkon P, S <sub>1</sub>	700 / 750 W
Rozměry	120x68x128 cm
Hmotnost	60 kg
Cena s DPH*	9 959 Kč



## Stavební míchačka ATIKA Comet 130

Jedná se o menší míchačku která najde své uplatnění spíše při údržbě nemovitostí nebo při stavbě rodinného domu, než na velké stavbě k profesionálnímu užití. S touto míchačkou lze na jedno namíchání vyrobit směs k naplnění přibližně 1,5 stavebního kolečka. Předností této míchačky je také nízká váha a malé rozměry. Prakticky malý rozvor kol nám také zajistí průchod dveřmi 80cm takže míchačku budeme mít vždy lehce po ruce.



Obr 4- ATIKA Comet 130[9]

Tabulka 2- Parametry ATIKA Comet 130

Technické parametry	
Objem bubnu	130 l
Napájení	230 / 50 V/Hz
Výkon P, S <sub>1</sub>	600 / 750 W
Rozměry	120x68x128 cm
Hmotnost	53 kg
Cena s DPH*	8 314 Kč

## Stavební míchačka BELLE Minimix 150

Tato kvalitní a robustní míchačka je na našem trhu již 20 let. Lze ji použít jak se stojanem tak i bez něj. Na stojan ji zvládne pohodlně nasadit i jeden člověk. Buben je k míchačce připevněn pomocí závitů, takže jej lze v případě potřeby lehce sundat. Motor je vybaven tepelnou pojistkou a celá míchačka má třímetrový kabel se zásuvkou takže většinou nepotřebujeme ani prodlužovací kabel. Celou míchačku lze navíc pohodlně přepravovat i v osobním automobilu.



Obr 5- BELLE Minimix 150[10]

Tabulka 3- Parametry BELLE Minimix 150

Technické parametry	
Objem bubnu	130 l
Napájení	230 / 50 V/Hz
Výkon	500 W
Rozměry (výška s/bez stojanu)	166/88x60x126 cm
Hmotnost (s/bez stojanu)	65/55 kg
Cena s DPH*	12 946 Kč

## Stavební míchačka Altrad MLZ 145 NG

Tuto míchačku lze použít k míchání malty i betonu se zvýšenou účinností a rychlostí při míchání. Tvar bubnu zde umožňuje maximální využití jeho objemu. Díky praktickým pojezdovým kolům zvládne manipulaci s míchačkou pohodlně i jeden člověk. Velmi kvalitní je i litinové provedení ozubeného věnce a pastorku.



Obr 6- Altrad MLZ 145 NG[1]

Tabulka 4- Parametry Altrad MLZ 145 NG

Technické parametry	
Objem bubnu	145 l
Napájení	230 / 50 V/Hz
Výkon	600 W
Rozměry	120x65x126 cm
Hmotnost	55 kg
Cena s DPH*	6 290 Kč

\*ceny platné k 11.4.2012

### 2.3. Představení míchačky

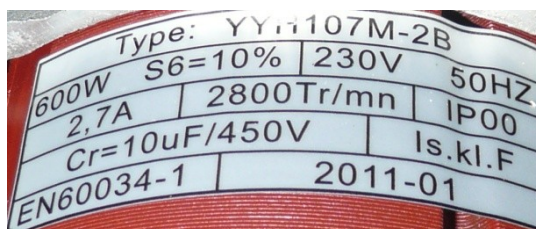
S firmou Koexpro jsme vybrali míchačku MLZ 145 NG. Míchačka má všestranné použití, přijatelnou cenu, nízkou hmotnost a dobrou kvalitu všech dílů. Tato míchačka je také vhodná proto že její přestavba na pneumatický pohon bude ekonomicky i konstrukčně výhodná.



Obr 7-Míchačka MLZ 145 NG v dílně firmy Koexpro

Míchačku napájí elektromotor o výkonu 600W, na 230V s otáčkami  $2800\text{min}^{-1}$ . Tento elektromotor přenáší své otáčky pomocí řemenového převodu na pastorek který zabírá s ozubeným věncem okolo bubnu.





**Obr 8- Štítek motoru**

Po uvedení míchačky do provozu zjistíme že se buben otáčí proti směru hodinových ručiček (doleva). Čemuž napovídá i zahnutí lopatek uvnitř bubnu. Při otáčení na opačnou stranu by směs nebyla dobře promíchána. V našem případě nám opačný smysl otáčení nehrozí. Ovšem u míchaček na 400V nebo při mé přestavbě na pneumatický pohon je to potřeba vzít v potaz.



**Obr 9- Řemenový převod a motor po sejmutí víka skříně**



**Obr 10- Detail ozubeného věnce a pastorku**

## 2.4 Pneumatické systémy

V dnešní době nacházejí pneumatické systémy široké uplatnění v téměř všech odvětvích průmyslu. Vezmeme-li v potaz jejich produktivitu, efektivitu, spolehlivost, a v neposlední řadě i cenu. Jsou jen s těžší nahraditelné elektrickými či hydraulickými pohony.

Pracovním médiem je v pneumatických systémech stlačený plyn, nejčastěji pak vzduch. Jehož energie pak umožní pneumatickým motorům konat práci.

### 2.4.1 Porovnání pohonů

Abych poukázal na výhody a nevýhody pneumatického pohonu budu jej srovnávat s původním pohonem míchačky, a to elektromotorem.

Mezi výhody patří tyto vlastnosti:

- Bezpečnost použití v prostředí s nebezpečím výbuchu
- Lepší snášenlivost prашného či vlhkého prostředí (zvládnou i práci pod vodou)
- Snadná údržba motorů
- Ochlazování protékajícím vzduchem
- Nehrozí přehřátí či poškození motoru v důsledku přetížení, lze jej zatížit až do jeho zastavení bez rizika poškození
- Nejsou zdrojem elektromagnetického rušení
- Spolehlivý provoz při extrémních teplotách
- Odolnost vůči rázům a vibracím
- Jsou lehké a kompaktní
- Nižší nároky na kvalitu stálosti dodávané energie

Za zmínění také stojí možnost reverzace pneumotorů i za plného provozu, či schopnost pracovat díky stlačenému vzduchu ve vzdušníku i při krátkém výpadku el. proudu.



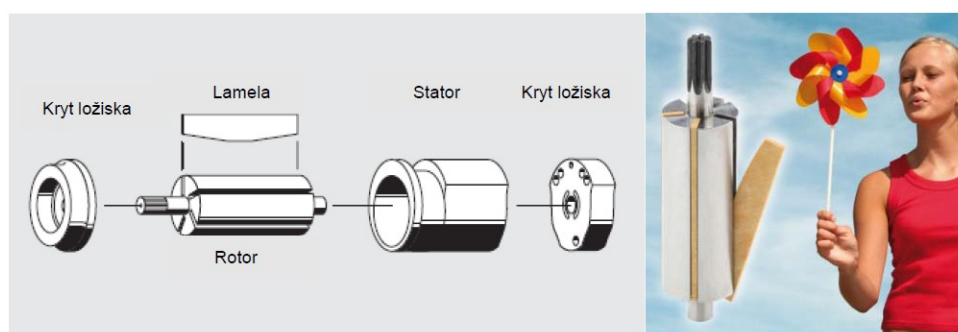
Nevýhody:

- Nutnost vlastnit nejen motor ale celý pneumatický systém
- Nízká účinnost
- Hlučnost
- Náročnost výroby stlačeného vzduchu
- Regulovatelnost

K zajištění co nejvyšší spolehlivosti je potřeba vzduch před stlačením a vpuštěním do pracovního prostoru vyčistit, profiltrovat a vysušit.

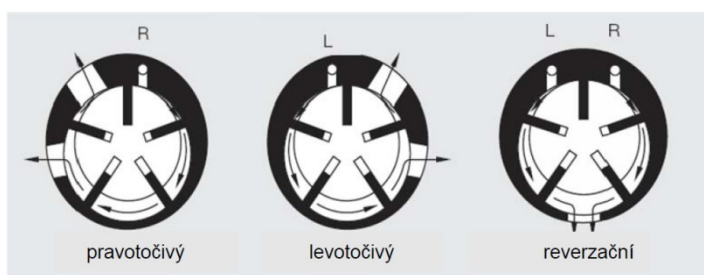
#### 2.4.2 Pneumatické lamelové motory

Vzhledem k zajištění dostatečně vysokého výkonu a zamezení kolísání otáček při zatížení volím pneumatický lamelový motor.



Obr 11- Lamelový pneumatický motor [2]

Všechny lamelové motory se skládají většinou z rotoru, který obíhá v excentricky osazeném otvoru ve statoru. Díky excentricky osazenému otvoru ve statoru tvoří lamely pracovní komory, které přijímají objem ve směru otáčení. Díky expanzi utěsněného vzduchu se tlaková energie mění na kinetickou energii a tím dojde k otáčení motoru.[2]



Obr 12- Typy motorů[2]

U motorů se směrem spouštění jsou k dispozici otočné úhly pro uvolnění vzduchu, které dosáhnou o něco vyššího stupně účinnosti.

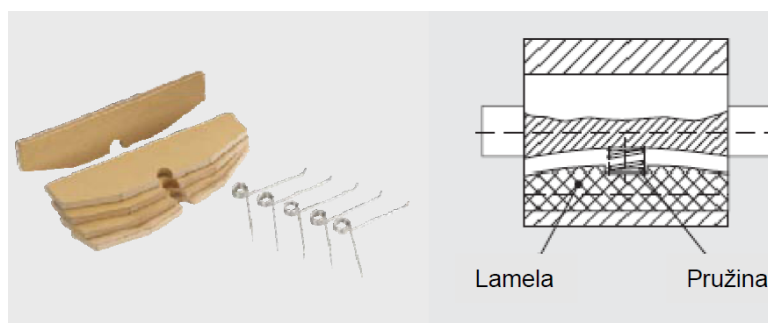
Celkový stupeň účinnosti podstatně určuje ztráty netěsnosti u čelní strany motoru. Zde jsou nejvyšší výrobní tolerance ( $\leq 0,01\text{mm}$ ) – předpoklad pro hustotu výkonu lamelových motorů DEPRAG.

Podle případu použití obsahuje rotor 3-6 lamel. Vyšší počet lamel přináší větší jistotu náběhu i vyšších ztrát. Tangenciální uspořádání lamel umožňuje větší výšku lamel a tím i větší dobu životnosti. K lepší životnosti lamel přispívá také skoro všem motorům DEPRAG speciální povrchová úprava statoru k lepší životnosti.

V praxi se ukazuje že je u lamelových motorů relativní konstantní obvodová rychlost – dle druhu mezi 25 a 30m/s. Počet otáček motorů tím podstatně závisí na průměru motoru.[2]

### Postup spouštění

U provozu pneumatických motorů se stlačí lamely odstředivou silou na stěnu statoru a tím jsou pracovní komory vzájemně utěsněné. V případě speciálních požadavků na startovní moment musí být učiněna vhodná opatření, aby se zajistil nucený přítlak.[2]



Obr 13- Lamelový motor s nuceným přítlakem [2]

Např:

- Lamely se zatíženými pružinami
- Nucený výsun lamel
- Kopírovací kroužky
- Podvzduchové spouštění

Takto můžeme dosáhnout startovních momentů od cca. 1,5 oborového jmenovitého momentu.

### 2.4.3. Volba lamelového motoru

Nejprve musíme zvolit směr otáčení. Tyto motory jsou:

- Pravotočivé
- Levotočivé
- Reverzační

Aby míchačka správně fungovala je potřeba aby s buben otáčel doleva (proti směru hodinových ručiček) z toho důvodu je potřeba levotočivý motor. Bylo by možné použít i reverzační ale tyto motory jsou dražší a reverzací bychom stejně nevyužili.

Dále pracovní rozsah. Pneumatické motory pracují v jednom rozsáhlém pracovním oboru, který je ovlivňován množstvím vzduchu a tlakem vzduchu. [2] Nejprve je potřeba stanovit požadavky na motor:

#### Jmenovitý výkon a otáčky (zátěž)

Nejvýhodnější je provozovat motor v blízkosti jmenovitých otáček (nízká spotřeba vzduchu, minimální ořez). V těchto otáčkách také motor dosahuje nejvyššího výkonu.

Dalším důležitým parametrem je výkon. Stávající elektromotor má  $2800 \text{ ot/min}^{-1}$  a výkon  $600 \text{ W}$ . Vyjdeme-li ze vzorce pro výkon v případě rotačního pohybu:

$$P = M \cdot \omega \quad (1)$$

Kde:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \quad (2)$$

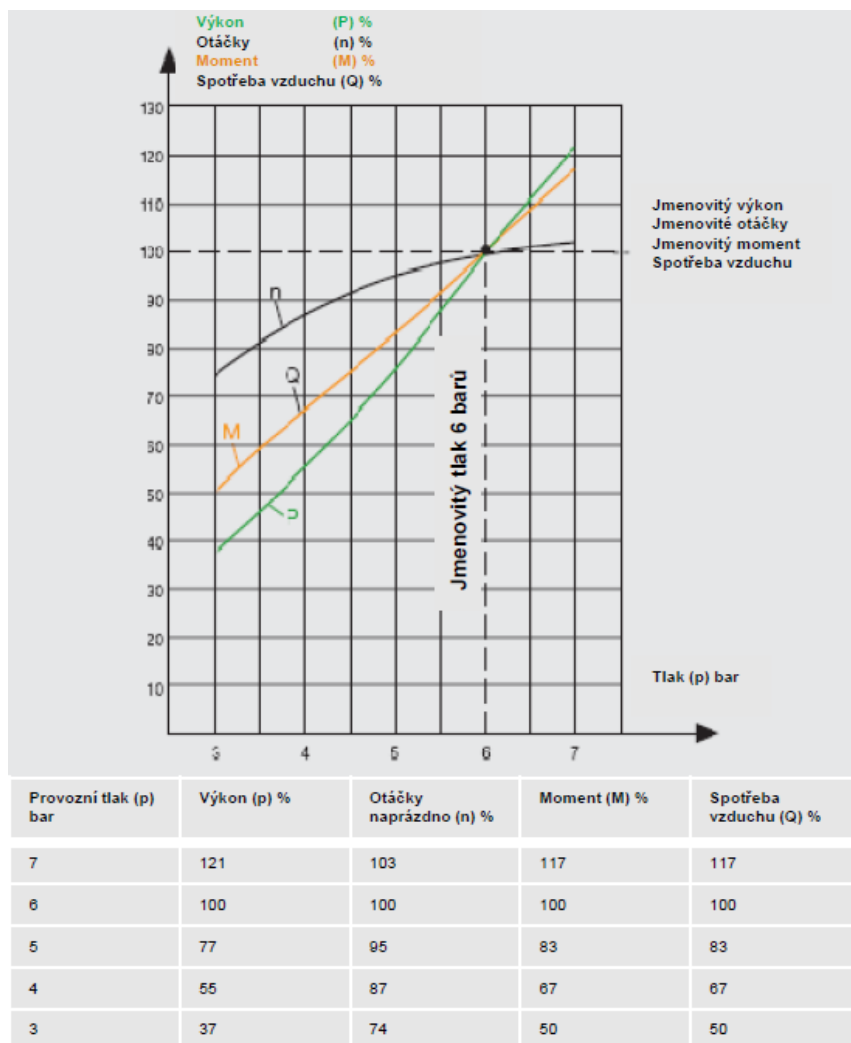
Dostaneme:

$$M = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (3)$$

$$M = \frac{600}{2 \cdot \pi \cdot \frac{2800}{60}} = 2 \text{ Nm}$$

Dále však musíme zohlednit jisté podmínky které ovlivňují výkon.

Veškeré údaje v katalozích jsou udány pro provozní tlak  $6 \text{ bar}$ . My máme ovšem jen  $4 \text{ bar}$ .



Obr. 14 - Vliv provozního tlaku [2]

Proto hodnoty v katalogu odpovídají těmto procentuálním hodnotám:

Výkon.....55%

Otáčky..... 87%

Moment.....67%

Spotřeba vzduchu.....67%

V katalogu jsou také uvedeny průtočné průřezy pro všechny motory. Nedodržení tohoto by také vedlo ke ztrátám.

A konečně čísla v katalozích také předpokládají olejnatý provoz. V případě bezmazného provozu se musí počítat se ztrátami výkonu.

Proto mnou zvolený pneumatický motor firmy DEPRAG Typ: 68-0011/IEC 80 A

S těmito parametry:

**Tabulka 5- Parametry 68-0011/IEC 80 A při 6 barech**

Jmenovitý výkon	2,6 kW
Jmenovité otáčky	3500 min <sup>-1</sup>
Otáčky naprázdno	7000 min <sup>-1</sup>
Jmenovitý krouticí moment	7,1 Nm
Spotřeba vzduchu	3,6 m <sup>3</sup> /min
Hmotnost	7,9 kg
Světlost přívodní hadice	19 mm

Bude mít po připojení na provozní tlak 4bary

Jmenovitý výkon:  $2,6 \cdot 0,55 = 1,43$  kW

Jmenovité otáčky:  $3500 \cdot 0,87 = 3045$  min<sup>-1</sup>

Otáčky naprázdno:  $7000 \cdot 0,87 = 6090$  min<sup>-1</sup>

Jmenovitý krouticí moment:  $7,1 \cdot 0,67 = 4,757$  Nm

Spotřeba vzduchu:  $3,6 \cdot 0,67 = 2,412$  m<sup>3</sup>/min

### 3 Návrh převodu

Protože jsou otáčky pneumatického motoru příliš vysoké bude zde použit jednostupňový reduktor který zároveň umožní uložení motoru kolmo na pastorek poháněcí buben a tím sníží rozměry míchačky jako celku a umožní lepší uchycení motoru.

#### 3.1. Úkol

Elektromotor má  $M_{k_m}=2\text{Nm}$  jde přes řemenový převod a dále je pastorkem přenášen na buben. Nejdříve potřebujeme spočítat převodový poměr řemenového převodu.

$$U_{\text{ř}} = \frac{d_2}{d_1} \quad (4)$$

$$U_{\text{ř}} = \frac{65}{16} = 4,0652 \doteq 4$$

Převodový poměr mezi bubnem a pastorkem je:

$$U_2 = \frac{z_b}{z_p} \quad (5)$$

$$U_2 = \frac{132}{12} = 11$$

Celkový převodový poměr je tedy:

$$U_c = U_{\text{ř}} \cdot U_2 \quad (6)$$

$$U_c = 4 \cdot 11 = 44$$

$$M_{k_{bmin}} = U_c \cdot M_{k_m} \quad (7)$$

$$M_{k_{bmin}} = 2 \cdot 44 = 88\text{Nm}$$

Záměrně jsem nezapočítal ztráty a tím lehce navýšil minimální kroutící moment který na bubnu musí být dodržen.

Je potřeba realizovat převodový poměr  $U$ . Neboť na bubnu je 132 zubů a pastorek který jej pohání má 12 zubů. Toto zůstane zachováno. Převodový poměr mezi bubnem a pastorkem je:



$$U_2 = \frac{z_b}{z_p} \quad (8)$$

$$U_2 = \frac{132}{12} = 11$$

Já potřebuji 3045 min<sup>-1</sup> motoru zredukovat na 140 min<sup>-1</sup> bubnu.

$$U_c = \frac{n_m}{n_b} \quad (9)$$

$$U_c = \frac{3045}{140} = 21,75$$

Ted', když znám celkový převodový poměr a dílčí poměr bubnu a pastorku můžu vypočítat převodový poměr mnou navrhovaného řemenového převodu.

$$U_1 = \frac{U_c}{U_2} \quad (10)$$

$$U_1 = \frac{21,75}{11} = 1,98$$

Před zahájením návrhu řemenice musím ověřit že je kroutící moment dostačující:

$$Mk_b = Mk_{pm} \cdot U_c \cdot \eta_c \quad (11)$$

$$Mk_b = 4,757 \cdot 21,75 \cdot 0,94 = 97,26 Nm$$

$$\eta_c = \eta_l \cdot \eta_f \cdot \eta_{ok} \quad (12)$$

$$\eta_c = 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,98 = 0,94$$

$$Mk_b \geq Mk_{bmin} \quad (13)$$

$$97,26 \geq 8$$

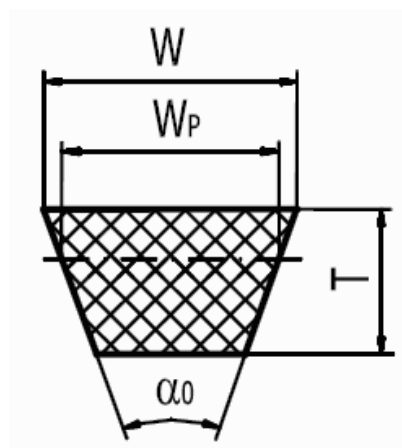
Kroutící moment dostačuje.

### 3.2. Návrh a výpočet řemenového převodu

Návrh a výpočet provedu podle Vysokoškolské příručky [5]

Budu navrhovat jednoduchý, otevřený, svislý převod pomocí klínového řemene. Hnací klínový řemen podle ČSN 02 3110 přenáší jmenovitý výkon  $P=0,75\text{kW}$  a jmenovité otáčky  $n_m=3045\text{ min}$ . Dále z předchozích výpočtů vyplývá že budu realizovat převodový poměr  $U=1,98\pm 5\%$ .

Klínový řemen klasického průřezu je znázorněn na obr. 15, kde  $W$  je šířka řemene na vnější straně,  $W_p$  je výpočtová šířka řemene v rovině neutrálních vláken průřezu ohnutého řemene,  $T$  je výška řemene a  $\alpha_0=40^\circ$  je úhel klínu řemene. Pro klasický průřez platí poměr  $W/T \approx 1,6$ .



Obr. 15 - Klasický průřez

Dle ČSN 02 3111 použiju průřez řemene velikosti Z, který se používá do 2 kW výkonu.

### 3.3. Stanovení minimálního výpočtového průměru řemenic

Na řemenicích se řemen ohýbá a mohl by nadměrným ohybovým namáháním popraskat na vnější straně. S ohledem na přijatelnou, malou velikost ohybového napětí je výpočtový průměr řemenic omezen určitou minimální velikostí.

Průřez řemene	$D_{\min}$ [mm]
Z	63
A	90
B	125
C	200
D	355
E	500

**Tabulka 6 - Minimální výpočtové průměry řemenic pro jednotlivé velikosti klasického průřezu klínového řemene**

Z tabulky 6 vidíme že pro mnou použitý řemen se  $D_{\min}=63\text{mm}$

### 3.4. Návrh výpočtových průměrů řemenic $D_1$ a $D_2$

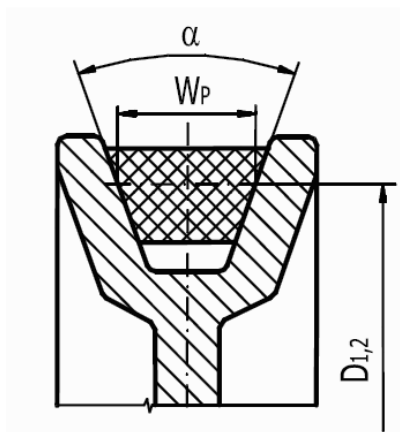
Výpočtové průměry hnací řemenice  $D_1$  a hnané řemenice  $D_2$  odpovídají neutrální vrstvě vláken průřezu ohnutého řemene a výpočtové šířce řemene  $W_p$ , jak je znázorněno na obr. 16. Jejich velikosti musí odpovídat řadám normalizovaných průměrů stanovených v ČSN 02 3180 a uvedených v tab. 7.

Průřez řemene	Normalizovaný výpočtový průměr řemenice D [mm]
Z	(50), (53), (56), 60, 63, 67, 71, 75, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 150, 160, 180, 200, 224, 250
A	(75), (80), (85), 90, 95, 100, 106, 112, 118, 125, 132, 140, 150, 160, (170), 180, (190), 200, 224, 250, 280 300, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, (800)
B	125, 132, 140, 150, 160, 170, 180, (190), 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 375, 400, 450, 500, (530), 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, (1120)
C	200, 212, 224, 236, 250, 265, 280, 300, 315, (335), 355, 375, 400, 450, 500, (530), 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600
D	355, 375, 400, 425, 450, 475, 500, (530), 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, 1060, 1120, 1250, 1400, 1500, 1600, 1800, 2000
E	500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, (750), 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1500, 1600, 1800, 1900, 2000, 2240, 2500

**Tabulka 7- Normalizované velikosti výpočtových průměrů**

Normalizovanou velikost průměru malé řemenice  $D_1$  volíme v rozmezí:

$$D_{\min} \leq D_1 \leq D_{1\max}$$



**Obr. 16 - Výpočtový průměr řemenice**

Největší průměr malé řemenice  $D_{1\max}$  je určen maximální obvodovou rychlostí  $v_{1\max}$  použitého řemene. Klínový řemen klasického průřezu má  $v_{1\max} = 25 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$  pro provedení Industrial a  $v_{1\max} = 30 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$  pro provedení Rekord. Při největší obvodové rychlosti je řemen maximálně využíván a pro přenos daného výkonu je potřebný nejmenší počet řemenů.  $D_{1\max}$  vypočteme podle vztahu:

$$D_{1\max} = \frac{60000 \cdot v_{1\max}}{\pi \cdot n_1} \quad (14)$$

$$D_{1\max} = \frac{60000 \cdot 30}{\pi \cdot 3045} = 188,2 \text{ mm}$$

Dle ČSN 02 3180 volím  $D_1=63\text{mm}$ .

Po určení normalizované velikosti  $D_1$  vypočteme  $D_2$ . Výsledek opět zaokrouhlíme na nejbližší normalizovanou hodnotu podle příslušné průměrové řady podle tab. 7.

$$D_2 = D_1 \cdot i \quad (15)$$

$$D_2 = 63 \cdot 1,98 = 124,74 \doteq 125 \text{ mm}$$

Cílem návrhu výpočtových průměrů řemenic  $D_1$ ,  $D_2$  je najít takovou kombinaci průměrů  $D_1 < D_2$ , která splní podmínku zadané tolerance skutečného převodového poměru:

$$i - \frac{\Delta i}{100} \cdot i \leq i_{sk} \leq i + \frac{\Delta i}{100} \cdot i \quad (16)$$

$$i \cdot \left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \leq i_{sk} \leq i \cdot \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right)$$

$$1,98 \cdot \left(1 - \frac{1,98}{100}\right) \leq 2,004 \leq 1,98 \cdot \left(1 + \frac{1,98}{100}\right)$$

$$1,94 \leq 2,004 \leq 2,019$$

Teoretický převodový poměr  $i$  určíme z normalizovaných velikostí průměrů řemenic:

$$i = \frac{D_2}{D_1} \quad (17)$$

$$i = \frac{125}{63} = 1,98$$

A skutečný převodový poměr  $i_{sk}$ , který respektuje provozní skluz - natahování a zkracování řemene jeho pružností na řemenicích, vypočteme podle vztahu:

$$i_{sk} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - s)} \quad (18)$$

$$i_{sk} = \frac{125}{63 \cdot (1 - 0,01)} = 2,004$$

Kde pružný skluz volíme  $s = 0,01$  pro náš řemen typu Rekord. Řemen provedení Rekord má výztuhu tvořenou řadou kordových provazců z ocelových lanek. Řemen je ohebný, snáší vysoké obvodové rychlosti, méně se protahuje a má proto malý skluz a lepší účinnost. Obvodová rychlost  $v_1$  pro zvolenou normalizovanou velikost průměru hnací řemenice  $D_1$  je:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} \quad (19)$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot 63 \cdot 3045}{60} = 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

### 3.5. Návrh osové vzdálenosti a délky řemene

Výhodou převodu s klínovými řemeny je použitelnost malých osových vzdáleností. Pro určené průměry řemenic  $D_1$  a  $D_2$  nejmenší osová vzdálenost je dána nejmenší velikostí úhlu opásání malé řemenice (obr. 17). Díky klínové drážce postačuje pro

bezpečný přenos výkonu poměrně malý úhel opásání male řemenice a to obvykle  $90^\circ$ .  
Z obr. 6 plyne vztah pro úhel opásání malé řemenice:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} \quad (20)$$

Dosadím-li  $\alpha=90^\circ$  vypočtu minimální teoretickou osovou vzdálenost  $A_{min}$ .

$$\cos \frac{90}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A_{min}}$$

$$\frac{\sqrt{2}}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A_{min}}$$

$$A_{min} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (D_2 - D_1) \quad (21)$$

$$A_{min} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot (125 - 63) = 43,84mm$$

Dále osovou vzdálenost omezují konečné délky uzavřených normalizovaných klínových řemenů. Maximální osovou vzdálenost převodu volíme podle vztahu:

$$A_{max} = 2 \cdot (D_2 + D_1) \quad (22)$$

$$A_{max} = 2 \cdot (125 + 63) = 376mm$$

Takže máme interval ze kterého volíme A:

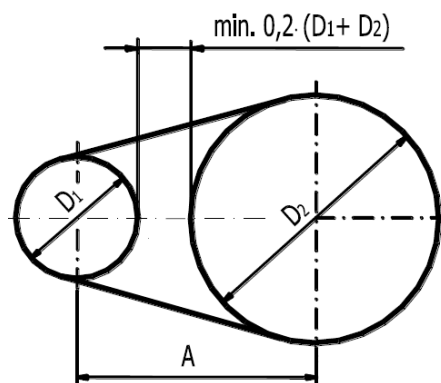
$$A_{min} \leq A \leq A_{max} \quad (23)$$

$$43,84 \leq A \leq 376$$

Já z konstrukčních důvodů a omezení prostorem volím  $A=150mm$ .

Zvolená osová vzdálenost A musí přitom zajistit minimální rozestup mezi řemenicemi, jak ukazuje obr. 17.





Obr. 17 - Minimální rozestup mezi řemenicemi

### 3.6. Určení délky řemene

Délku řemene  $L_p$  kterou uvádíme v objednávce určíme geometrickým výpočtem. Předběžná geometrická délka řemene  $L_p'$  v rovině neutrálních vláken plyne z obr.18 a vypočteme ji pomocí vztahu:

$$L_p = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \pi \cdot D_1 \cdot \frac{\alpha}{360} + \pi \cdot D_2 \cdot \frac{\delta}{360} \quad (24)$$

Dosadíme:

$$\alpha = 180 - 2 \cdot \gamma \quad (25)$$

$$\delta = 180 + 2 \cdot \gamma \quad (26)$$

Po dosazení nám vyjde:

$$L_p = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_1) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1) \quad (27)$$

$$L_p = 2 \cdot 150 \cdot \sin \frac{156}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (125 + 63) + \frac{\pi \cdot 11,9}{180} \cdot (125 - 63) = 601,6mm$$

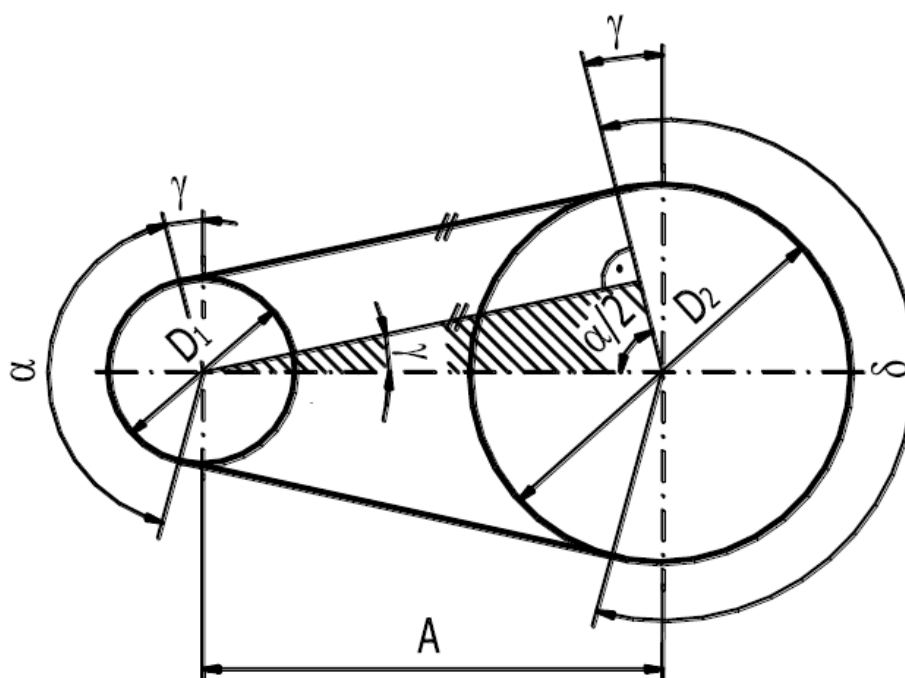
Úhel opásání hnací řemenice a doplňkový úhel lze vypočítat z těchto vztahů:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot A} \quad (28)$$

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{125 - 63}{2 \cdot 150} \Rightarrow \frac{\alpha}{2} = 78^\circ \Rightarrow \alpha = 156^\circ$$

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} \quad (29)$$

$$\gamma = 90 - \frac{156}{2} = 11,9^\circ$$



Obr. 18 - Výpočet délky řemene v rovině neutrálních vláken

Výpočtové délky řemene jsou normalizované podle ČSN 02 3110. Proto vypočtenou délku  $L_p'$  upravíme na nejblíže normalizovanou výpočtovou délku  $L_p$ . Normalizované výpočtové délky řemene  $L_p$  jsou uvedeny tab. 8.

Průřez řemene	Výpočtové délky $L_p$ [mm] klínového řemene
Z	400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500
A	560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000
B	800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300
C	1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000,
D	3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000
E	4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000

Tabulka 8- Normalizované výpočtové délky

Vzhledem k omezenému prostoru uvnitř skříně volím nejblíže nižší normalizovanou délku řemene  $L_p=560\text{mm}$ .

### 3.7. Skutečná osová vzdálenost

Vzhledem k volbě normalizované délky je potřeba spočítat i skutečnou osovou vzdálenost:

$$A_{sk} = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_2 - D_1)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (30)$$

$$A_{sk} = \frac{1,04 \cdot 560 - \frac{\pi}{2} \cdot (63 + 125) - \frac{\pi \cdot 11,9}{180} \cdot (125 - 63)}{2 \cdot \sin \frac{156}{2}} = 140 \text{ mm}$$

Hodnota 1,04 představuje 4% zvětšení výpočtové délky řemene v důsledku napnutí řemene. Změna doplňkového úhlu  $\gamma$  je velmi malá, a proto ve výpočtu je zanedbána.

### 3.8. Stanovení potřebného počtu řemenů

Celkový počet řemenů  $K$  potřebný pro přenos zadaného výkonu  $P_1$  určíme ze vztahu:

$$K = \frac{P_1}{N_p \cdot C_k} \quad (31)$$

$$K = \frac{1,43}{0,57 \cdot 0,95} = 2,64 \Rightarrow 3 \text{ řemeny}$$

Kde  $C_k$  je součinitel počtu řemenů v převodu, který respektuje nerovnoměrné rozdělení přenášeného výkonu na jednotlivé řemeny. Nejprve velikost  $C_k$  odhadneme a poté upřesníme podle tab. 9.

Počet řemenů v převodu	$C_k$ [-]
1	1,00
2 až 3	0,95
4 až 6	0,90
7 a více	0,85

Tabulka 9- Součinitel  $C_k$  přihlížející k počtu řemenů v převodu

$N_p$  je skutečný výkon přenášený 1 řemenem v provozních podmínkách, který podle ČSN 02 3111 určíme ze vztahu:

$$N_p = N_o \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} \quad (32)$$

$$N_p = 0,7 \cdot \frac{0,96 \cdot 0,94}{1,1} = 0,57 kW$$

kde jednotlivé součinitele určím ze strojnických tabulek [6]

- ideální jmenovitý výkon na 1 řemen  $N_o=0,7$
- součinitel vlivu úhlu opásání  $C_\alpha=0,96$
- součinitel vlivu délky řemene  $C_L=0,94$
- součinitel dynamičnosti a pracovního režimu  $C_p=1,1$

Budou potřeba 3 řemeny. Což je dobrý počet. Vyjde-li počet řemenů velmi vysoký (více než 10) je třeba zvolit jinou kombinaci průměrů  $D_1$  a  $D_2$  a popř. pro dané otáčky řemen s větším průřezem. Neboť velký počet řemenů vyžaduje značné předpětí (napínací sílu), které zvyšuje namáhání hřídele a ložisek.

### 3.9. Specifikace navrženého řemene

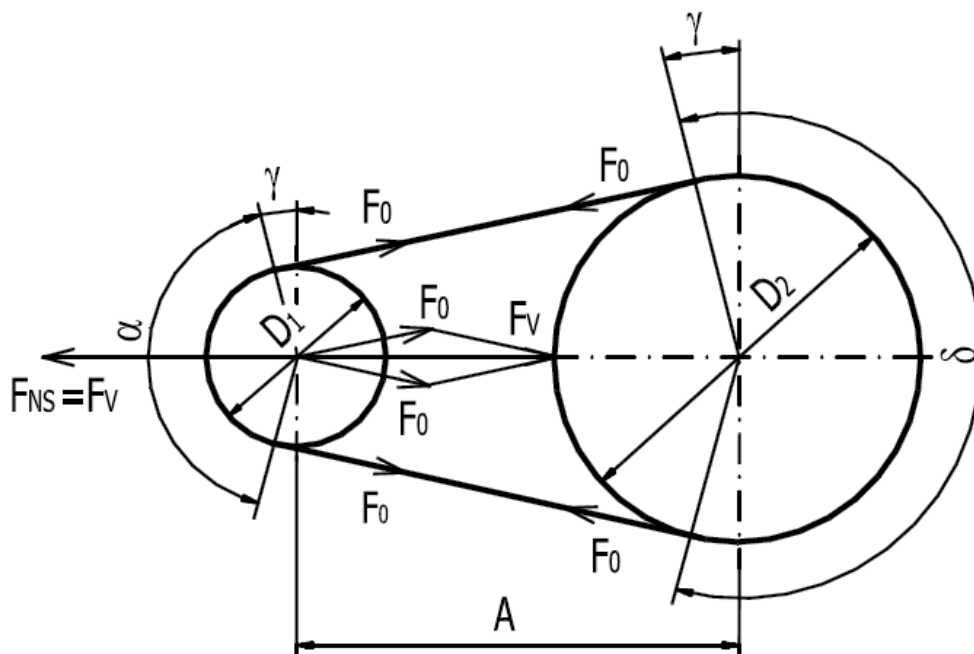
Objednávám 3x řemen:

ŘEMEN Z - 560 ČSN 02 3110

### 3.10. Výpočet a význam předpětí řemene

Předpětí je důležité pro bezporuchovou a správnou funkci řemenového převodu a dosažení co nejdelší životnosti řemene. Je podmínkou pro vznik vláknového tření, které vzniká za provozu na opásáních mezi řemenem a řemenicemi a přenáší obvodovou sílu přenášeného výkonu z hnací řemenice na řemen a z řemene na hnanou řemenici. Je-li řemen nedostatečně napnut, na řemenicích prokluzuje, nepřenáší celý výkon a způsobuje nežádoucí vibrace v pohonu stroje. Naopak, je-li řemen napnut příliš, tzv. natvrdo, trpí ložiska a hřídel nadměrným namáháním. V obou případech se řemen nadměrně zahřívá a jeho životnost je krátká.

Předpětí - sílu  $F_0$ , která působí stejnou velikostí v obou větvích řemenu, vyvozujeme za klidu při montáži napnutím řemene napínací silou  $F_{NS}$ , která je rovna výslednici  $F_V$  předepjatých sil  $F_0$  (obr. 19).



Obr. 19- Napínání řemene

Potřebné předpětí řemene  $F_0$ , které předepisujeme v dokumentaci a montážní sestavě pohonu stroje, vypočteme pomocí vztahu:

$$F_0 = k \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha} + 1}{e^{f_k \cdot \alpha} - 1} \quad (33)$$

$$F_0 = 1,3 \cdot \frac{151}{2} \cdot \frac{e^{1,6 \cdot 2,72} + 1}{e^{1,6 \cdot 2,72} - 1} = 101 N$$

Hodnotu bezpečnosti proti prokluzu řemene volím 1,3 neboť se jedná o lehký pohon bez rázů. Přenášenou obvodovou sílu  $F$  vypočteme podle vztahu:

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{D_1} \quad (34)$$

$$F = \frac{2 \cdot 4,757}{0,063} = 151 N$$

$\alpha$  je úhel opásání malé řemenice v obloukové míře,  $f_k$  je součinitel tření v klínové drážce, který vypočteme ze vztahu:

$$f_k = \frac{f}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (35)$$

$$f_k = \frac{0,47}{\sin \frac{34}{2}} = 1,6$$

Kde  $\alpha$  je úhel drážky řemenice který volíme vzhledem k výpočtovým průměrům řemenic  $D_{1,2}$  podle tab. 10, a  $f$  je součinitel vláknového tření, který vypočteme v závislosti na obvodové rychlosti:

$$f = f_0 + 0,012 \cdot v_1 \quad (36)$$

$$f = 0,35 + 0,012 \cdot 10 = 0,47$$

$v_1$  je obvodová rychlost a  $f_0$  je součinitel suchého smykového tření vyskytujícího se u nového, nezaběhnutého řemene. Pro pryžový řemen a ocelovou řemenici je  $f_0 = 0,35$ .

Průřez řemene	$D_{1,2}$ [mm]			$\Delta\alpha$
	$\alpha = 34$ [°]	$\alpha = 36$ [°]	$\alpha = 38$ [°]	
Z	60 ÷ 90	-	>90	1 [°]
A	90 ÷ 125	-	>125	1 [°]
B	125 ÷ 200	-	>200	1 [°]
C	-	200 ÷ 300	>300	30 [']
D	-	355 ÷ 500	>500	30 [']
E	-	500 ÷ 630	>630	30 [']

**Tabulka 10- Úhel drážky řemenice a její tolerance**

Z důvodu nutného napnutí řemene k dosažení potřebného určitého předpětí a snadné montáže a demontáže řemene musíme konstrukčně zajistit, aby osová vzdálenost byla měnitelná (obr. 20) v těchto mezích:

$$A_{min} = A_{sk} - 0,015 \cdot L_p \quad (37)$$

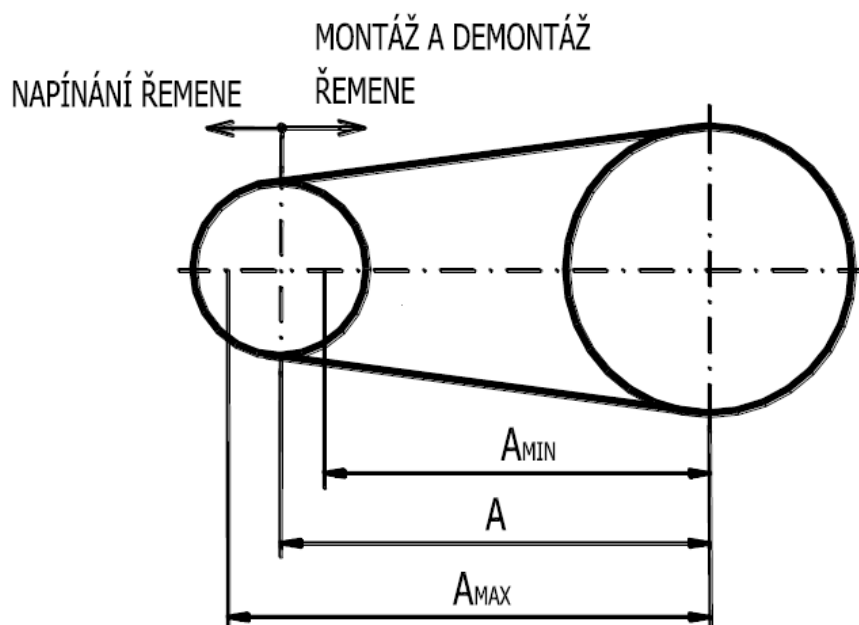
$$A_{min} = 140 - 0,015 \cdot 560 = 131mm$$

Pro nasazení řemene.

$$A_{max} = A_{sk} + 0,03 \cdot L_p \quad (38)$$

$$A_{max} = 140 + 0,03 \cdot 560 = 157 \text{ mm}$$

Pro další napínání během provozu.



Obr. 20- Měnitelný rozsah osové vzdálenosti

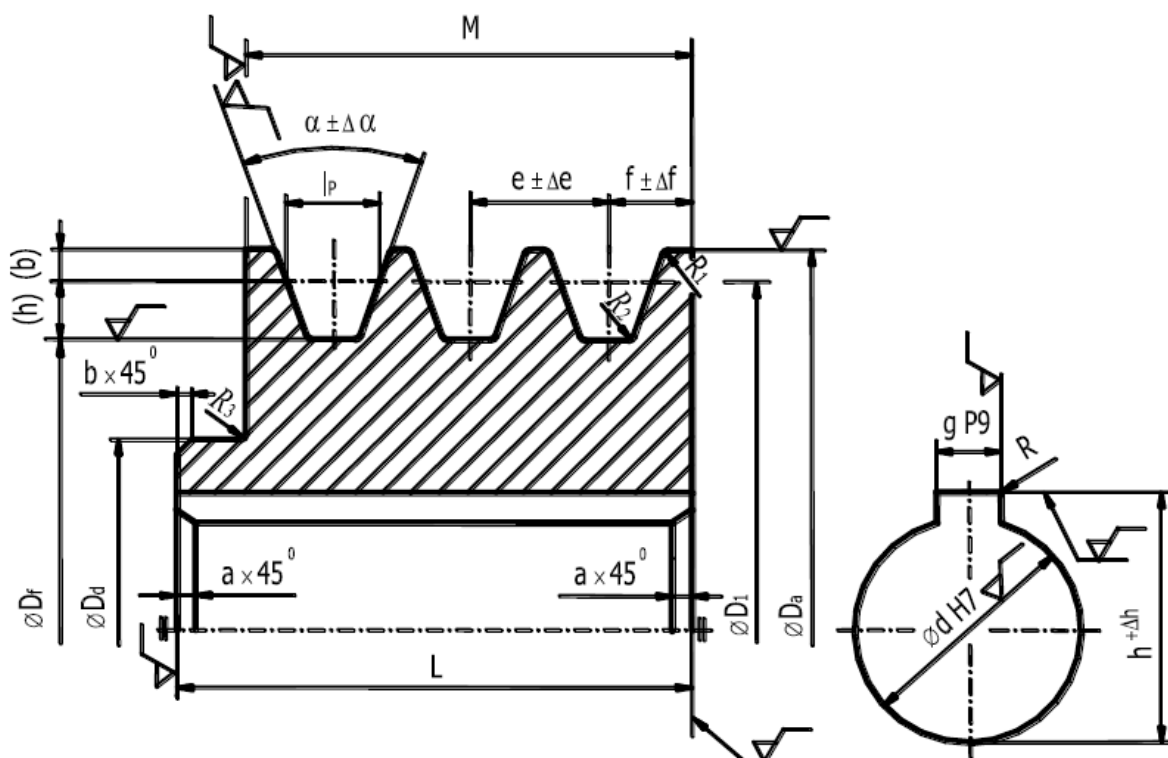
### 3.11. Návrh malé klínové řemenice

Malou řemenici budu navrhovat jako plný kotouč. Bude vyrobena soustružením z konstrukční oceli 11 500.

Klínová řemenice musí mít předepsaný tvar a rozměry drážky, aby byla zaručena správná poloha řemene. Řemen musí dosedat celým bokem na drážku, nesmí vyčnívat z drážky ani dosedat na dno drážky. Při návrhu drážky vycházím z polohy neutrálních vláken průřezu ohnutého řemene určenou výpočtovým průměrem  $D_1$ , a z výpočtové šířky drážky řemenice  $l_p$ , která musí být totožná s výpočtovou šířkou klínového řemene  $W_p = l_p$ . Rozměry a tolerance drážky stanovuji z tab. 11 podle ČSN 02 3180. Úhel drážek a dovolené úchytky volíme podle tab. 10. Boky drážky musí být hladké, aby se řemen při pružných mikroprokluzech neodíral. Pro obvodovou rychlost  $v_1 = 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  má být drsnost boků drážek  $R_a = 1,6$  až  $3,2$ . Kreslení malé řemenice je znázorněno na obr. 21.

Průřez řemene	$l_P$	$b_{MIN}$	$h_{MIN}$	$e$	$\Delta e$	$f$	$\Delta f$
Z	8,5	2,5	7	12	$\pm 0,3$	8	$\pm 1$

Tabulka 11 - Rozměry drážek v [mm]



Obr. 21- Kreslení malé řemenice

Šířka věnce řemenice:

$$M = (k - 1) \cdot e + 2 \cdot f \quad (39)$$

$$M = (3 - 1) \cdot 12 + 2 \cdot 8 = 40 \text{ mm}$$

Průměr vrtání řemenice  $d$  volím podle průměru čepu hnacího hřídele, který zjednodušeně navrhnu z namáhání v krutu, přičemž  $\tau_d = (15-25) \text{ MPa}$ :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_d}} \quad (40)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4,757}{\pi \cdot 20}} = 10,66 \text{ mm}$$



Vypočtený průměr  $d$  se zaokrouhluje většinou na nejbližší normalizovanou velikost řady podle ČSN. Já jsem provedl výpočet spíše jen pro kontrolu a vím že mám výstupní hřídel motoru průměru  $d=19\text{mm}$ .

Šířku náboje  $L$  volíme podle délky těsného, hřídelového pera  $l \leq L$ . Pro délku těsného pera  $l$  podle ČSN 02 2562 z pevnostní kontroly na otláčení (obr. 22) platí vztahy:

$$l = l' + b \quad (41)$$

$$l = 1,48 + 6 = 7,48\text{mm}$$

$$p_2 \leq p_{D2} \quad (42)$$

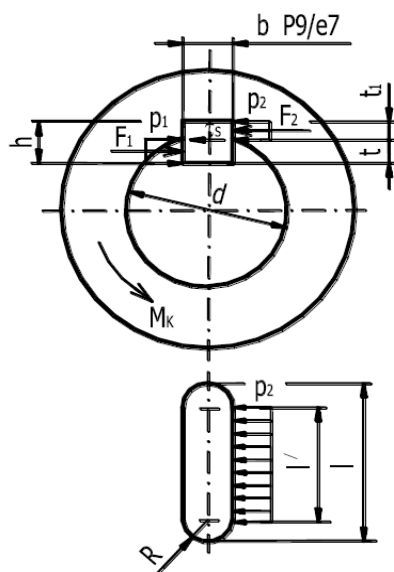
$$l' = \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} \quad (43)$$

$$l' = \frac{443}{120 \cdot 2,5} = 1,48\text{mm}$$

$$F_2 = \frac{M_{Kpm}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad (44)$$

$$F_2 = \frac{4757}{\frac{19}{2} + \frac{2,5}{2}} = 443\text{N}$$

Dovolený měrný tlak volíme  $p_{D2} = (100-150)$  MPa pro ocelovou řemenici,  $p_{D2} = (60-80)$  MPa, pro litinovou řemenici a  $p_{D2} = (30-40)$  MPa pro řemenici ze slitiny hliníku. Vypočtenou délku pera zaokrouhlíme na nejbližší vyšší velikost normalizovanou podle ČSN.



Obr 22 - Pero těsné

## 4. Závěr

Na začátku své práce jsem naznačil problematiku míchání betonových směsí a také jsem poukázal na různé druhy stavebních míchaček.

V další části rešerše jsem provedl průzkum trhu a porovnal několik na českém trhu běžně dostupných míchaček ze kterých jsem poté vybral nejvhodnější. Stroje jsem porovnával z hlediska samotného využití a také z hlediska vhodnosti k přestavbě na pneumatický pohon.

Rešerše pokračuje další významnou kapitolou kterou jsou samotné pneumatické systémy. Nejprve je obecně porovnávám s původní pohonnou jednotkou míchačky(elektromotorem). Poté provedu výběr jednoho druhu motoru který blíže představím a uvedu jeho parametry a použití.

Zvolený pneumatický motor z katalogu přepočítám na nižší tlak který mám předepsán v zadání a do tabulky vypíšu detailně veškeré jeho parametry.

Další část je už část výpočtová, v ní nejdříve zjišťuju původní převodové poměry a kroutící momenty které jsou dány, ty musejí být zachovány z důvodu funkčnosti samotné míchačky nebo je potřebuju znát k realizaci dalších výpočtů.

Poslední velkou kapitolou je samotný výpočet řemenového převodu. Tento výpočet je proveden podle Vysokoškolské příručky[5].

Nejdříve jsem vypočetl a poté zvolil průměry řemenic, navrhnul osovou vzdálenost a s těmito daty jsem již spočítal i délku řemene, který bude potřeba objednat. Dále je určeno potřebné předpětí a shrnut jeho význam.

Závěrem jsem navrhnul rozměry a výsledný tvar malé řemenice, spočítal jsem tvar a velikost těsného pera a schematicky naznačil kreslení řemenice.

Závěrem bych rád poděkoval doc. Ing. Jířímu Friesovi, Ph.D., doc. Ing. Květoslavu Kalábovi, Ph.D. a také Ing. Petru Piskorzovi za cenné rady a vedení při zpracování bakalářské práce.

## 5. Použité zdroje:

- [1] *Pevatools* [online]. 2011 [cit. 2012-04-28]. Dostupné z: <http://www.pevatools.cz>
- [2] *Deprag* [online]. 2012 [cit. 2012-04-28]. Dostupné z: <http://www.deprag.com/cesky/index.htm>
- [3] *Stavebni Michacky* [online]. 2012 [cit. 2012-04-28]. Dostupné z: <http://www.stavebnimichacky.cz/michacka-na-beton/>
- [4] *Stavebni Michacky* [online]. 2010 [cit. 2012-04-28]. Dostupné z: <http://www.stavebni-michacky.cz>
- [5] Kaláb K. *Návrh, výpočet a montáž řemenového převodu*. Vysokoškolská příručka 20 stran, aktualizovaná verze 2010
- [6] Leinveber J., Vávra P. *Strojnické tabulky*(třetí doplněné vydání). Albra, Úvaly, 2006, ISBN 80 – 7361 – 033 – 7.
- [7] *ABA Service* [online]. 2012 [cit. 2012-04-28]. Dostupné z: <http://www.abaservice.cz>
- [8] *Schwing* [online]. 2012 [cit. 2012-04-28]. Dostupné z: [www.schwing.cz](http://www.schwing.cz)
- [9] *Atika* [online]. 2011 [cit. 2012-04-29]. Dostupné z: <http://www.michacky-atika.cz>
- [10] *ALMI Praha* [online]. 2012 [cit. 2012-04-29]. Dostupné z: <http://www.almipraha.cz>

## 6. Seznam příloh

NÁZEV	OZNAČENÍ	FORMÁT
Výkres Sestavy	KAN0016-S1-A1	A1
Řemenový převod	KAN0016-S2-A2	A2
Malá řemenice	KAN0016-V2-A3	A3
Distanční kroužek	KAN0016-V4-A4	A4
Hřídel	KAN0016-V3-A4	A4

### Použitý software:

Microsoft Office Word 2007

Autodesk Inventor 2012